

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS ✓
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Problem Image Mailbox.**



⑤ Int. Cl. <sup>3</sup> = Int. Cl. <sup>2</sup>

Int. Cl. <sup>2</sup>:

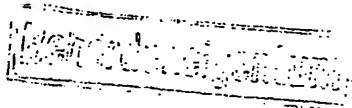
**F 15 B 15/22**

H 01 H 33/40

H 01 H 3/30

⑯ **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

**DEUTSCHES PATENTAMT**



**DE 28 51 478 A 1**

⑪

# **Offenlegungsschrift 28 51 478**

⑫

Aktenzeichen:

P 28 51 478.5

⑬

Anmeldetag:

28. 11. 78

⑭

Offenlegungstag:

4. 6. 80

⑮

Unionspriorität:

⑯ ⑰ ⑱

⑥

Bezeichnung:

**Schnell schaltende Antriebsvorrichtung**

⑦

Anmelder:

**MTS Systems GmbH, 1000 Berlin**

⑧

Erfinder:

**Klinger, Friedrich, Dr.-Ing., 1000 Berlin**

**DE 28 51 478 A 1**

Patentanwälte  
**KÖSTER & SOCHA**  
8 München 40 - Leopoldstr. 77  
Telefon: (089) 34 61 20

Ansprüche

- ① Schnell schaltende Antriebsvorrichtung, insbesondere für Hochspannungsschalter, bei welcher Einrichtungen zum Speichern und plötzlichen Freigeben der Schaltenergie bei Beginn des Schaltvorgangs sowie zum Dämpfen der Schaltenergie am Ende des Schaltvorgangs vorgesehen sind, gekennzeichnet durch einen in einem Zylinder (1) angeordneten hydraulische betätigten doppeltwirkenden Antriebskolben (2) mit Kolbenstange (3), welcher an seinen beiden Enden zusammen mit den Zylinderböden (5, 6) jeweils ein Sitzventil bildet, welches durch stirnseitige Beaufschlagung des Antriebskolbens (2) mittels Hydraulikflüssigkeit öffnbar bzw. schließbar ist, und in der Zylinderwandung (4) im Bereich von deren Enden jeweils wenigstens eine Durchtrittsöffnung (15, 17; 16, 18) zu jeweils einem hydraulisch-pneumatischen Energiespeicher (21, 22) vorgesehen ist, von denen die jeweils eine Durchtrittsöffnung (15, 17) nach Öffnen des dieser benachbarten Sitzventils zum Eintreten von vorgespannter gespeicherter Hydraulikflüssigkeit in die jeweils eine Zylinderkammer (19) für das Beschleunigen des Antriebskolbens (2) und die jeweils andere, gegenüberliegende Durchtrittsöffnung (16, 18) zum Heraustreten der in der jeweils anderen Zylinderkammer (20) befindlichen wieder zu speichernden Hydraulikflüssigkeit unter Verzögern des Antriebskolbens (2) bis zum Schließen des anderen Sitzventils dient.
2. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß zur Bildung der beiden Sitzventile der Antriebskolben (2) an seinen beiden Enden (10, 11) kegelstumpfförmig ausgebildet ist und die Zylinderböden (5, 6) jeweils eine mit dem Antriebskolben (2) koaxiale zylindrische Aussparung (12, 13) aufweisen, auf deren Mündungsrand bei geschlossenem Sitzventil der zugehörige kegelstumpfförmige Abschnitt (10, 11)

des Antriebskolbens (2) anliegt, wobei der kegelstumpfförmige Abschnitt (10, 11) unter Belassung eines freien Raums zwischen der Stirnfläche des Antriebskolbens (2) und dem Boden der zylindrischen Aussparung (12, 13) in diese hineinragt und zum Öffnen des Sitzventils in den freien Raum Hydraulikflüssigkeit einführbar ist.

3. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Durchtrittsöffnungen (15, 17; 16, 18) entsprechend der jeweils gewünschten Beschleunigungs- bzw. Verzögerungscharakteristik des Antriebskolbens (2) ausgebildet und angeordnet sind, wobei vorzugsweise jeweils mehrere Durchtrittsöffnungen (15, 17; 16, 18) unterschiedlicher Größe in Hubrichtung des Antriebskolbens (2) hintereinander vorgesehen sind.
4. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß an der äußeren Zylinderwandung im Bereich der Durchtrittsöffnungen bzw. Gruppen von Durchtrittsöffnungen (15, 17; 16, 18) jeweils ein mit diesen in offener Verbindung stehender hydraulisch-pneumatischer Energiespeicher (21, 22) befestigt ist, bei welchem zur Trennung zwischen Gasseite (27, 28) und Flüssigkeitsseite (25, 26) ein Faltenbalg (23, 24) aus Metall vorgesehen ist.
5. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Metall-Faltenbalg (23, 24) durch ein gewelltes Blechrohr geringer Dicke gebildet ist.
6. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Metall-Faltenbalg durch zusammengeschweißte dünne Blechringe gebildet ist.
7. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Metall-Faltenbalg (23, 24) mit seinen beiden Böden (23a, 23b; 24a, 24b) verschweißt ist.
8. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 4 bis 7, dadurch

gekennzeichnet, daß bei gestreckter Stellung des Metall- Faltenbalgs (23, 24) dessen beweglicher Boden (23b, 24b) an einer an der Zylinderaußenwand befindlichen Dichtung (29, 30) anliegt derart, daß der Flüssigkeitsraum (25, 26) des Energiespeichers (21, 22) gegen die zugehörige Durchtrittsöffnung bzw. -öffnungen (15, 17; 16, 18) abgedichtet ist.

9. Antriebsvorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Zylinder (1) durch einen Zylindermantel (4) mit zwei in diesen einsetzbaren gleich ausgebildeten Böden (5, 6) gebildet ist, welche jeweils einen Zuführkanal (14a, 14b) für Hydraulikflüssigkeit zum Öffnen des Sitzventils aufweisen.

Patentanwälte

**KÖSTER & SOCHA**

8 München 40 · Leopoldstr. 77

Telefon: (089) 34 61 20

MTS Systems GmbH  
Potsdamer Straße 23/24

D-1000 Berlin 37

---

### Schnell schaltende Antriebsvorrichtung

---

Die Erfindung bezieht sich auf eine schnell schaltende Antriebsvorrichtung, insbesondere für Hochspannungsschalter, bei welcher Einrichtungen zum Speichern und plötzlichen Freigeben der Schaltenergie bei Beginn des Schaltvorgangs sowie zum Dämpfen der Schaltenergie am Ende des Schaltvorgangs vorgesehen sind.

Bei bekannten Antriebsvorrichtungen der vorstehend beschriebenen Gattung sind die Einrichtungen zum Speichern und plötzlichen Freigeben der Schaltenergie als mechanische Federspeicherpakete ausgebildet, die mittels eines Kurbeltrieb-Antriebs aufgeladen werden, wonach über mechanische oder hydraulische Auslösemechanismen die gespeicherte Energie zur Durchführung des Schaltvorgangs freigegeben wird. Die Dämpfung der Schaltenergie am Ende des Schaltvorgangs erfolgt ebenfalls mittels mechanischer Einrichtungen.

Die bekannte Antriebsvorrichtung weist wesentliche Nachteile auf. Zum einen ist die mittels der mechanischen Federspeicherpakete erreichbare Speicherenergie und somit das Arbeitsvermögen der Antriebsvorrichtung begrenzt. Zum Erreichen der erforderlichen Dämpfung ist ein besonders hoher konstruktiver Aufwand erforderlich. Ein weiterer ganz besonders wesentlicher Nachteil der bekannten Antriebsvorrichtung liegt darin, daß sich bei ihr mit steigender Anzahl von Schaltspielen relativ früh Ermüdungserscheinungen der mechanischen Federn und sonstigen mechanischen Teile bemerkbar machen, wodurch die Lebensdauer der Antriebsvorrichtung relativ kurz ist. Beispielsweise wurden bei den bekannten Antriebsvorrichtungen in der Regel nicht einmal zehntausend Schaltspiele erreicht. Im übrigen ergibt sich infolge der erforderlichen relativ großen Anzahl von Einzelteilen bei der bekannten Antriebsvorrichtung nicht nur der Nachteil hoher Anschaffungskosten, sondern auch eine erhöhte Störungsanfälligkeit und Bruchgefahr.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine einfache und wirksame schnell schaltende Antriebsvorrichtung der zur Rede stehenden Gattung zu schaffen, welche die Nachteile der bekannten Antriebsvorrichtung vermeidet und insbesondere bei einfachem Aufbau und hoher Betriebssicherheit und Lebensdauer auch äußerst schnelle Umschaltvorgänge bewirkt.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst durch einen in einem Zylinder angeordneten hydraulisch betätigten doppelwirkenden Antriebskolben mit Kolbenstange, welcher an seinen beiden Enden zusammen mit den Zylinderböden jeweils ein Sitzventil bildet, welches durch stirnseitige Beaufschlagung des Antriebskolbens mittels Hydraulikflüssigkeit offenbar bzw. schließbar ist, und in der Zylinderwandung im Bereich von deren Enden jeweils wenigstens eine Durchtrittsöffnung zu jeweils einem hydraulisch-pneumatischen Energiespeicher vorgesehen ist, von denen die jeweils eine Durchtrittsöffnung nach Öffnen des dieser benachbarten Sitzventils zum Eintreten von vorgespannter gespeicherter Hydraulikflüssigkeit in die jeweils eine Zylinderkammer für



das Beschleunigen des Antriebskolbens und die jeweils andere, gegenüberliegende Durchtrittsöffnung zum Heraustreten der in der jeweils anderen Zylinderkammer befindlichen wieder zu speichernden Hydraulikflüssigkeit unter Verzögern des Antriebskolbens bis zum Schließen des anderen Sitzventils dient.

Gemäß einer besonders vorteilhaften Ausbildung ist zur Bildung der beiden Sitzventile der Antriebskolben an seinen beiden Enden kegelstumpfförmig ausgebildet, und die Zylinderböden weisen jeweils eine mit dem Antriebskolben koaxiale zylindrische Aussparung auf, auf deren Mündungsrand bei geschlossenem Sitzventil der zugehörige kegelstumpfförmige Abschnitt des Antriebskolbens anliegt, wobei der kegelstumpfförmige Abschnitt unter Belassung eines freien Raums zwischen der Stirnfläche des Antriebskolbens und dem Boden der zylindrischen Aussparung in diese hineinragt und zum Öffnen des Sitzventils in den freien Raum Hydraulikflüssigkeit einführbar ist. Gemäß einem anderen besonders vorteilhaften Erfindungsmerkmal sind die Durchtrittsöffnungen entsprechend der jeweils gewünschten Beschleunigungs- bzw. Verzögerungscharakteristik des Antriebskolbens ausgebildet und angeordnet, wobei vorzugsweise jeweils mehrere Durchtrittsöffnungen unterschiedlicher Größe in Hubrichtung des Antriebskolbens hintereinander vorgesehen sind.

Die erfindungsgemäße Vorrichtung löst die gestellte Aufgabe mit besonders einfachen Mitteln. Sie besteht im wesentlichen nur aus einer doppelwirkenden hydraulisch betätigten Kolben-Zylinderanordnung, welcher zwei übliche Energiespeichereinrichtungen zur Speicherung bzw. Freigabe von hydraulischer Energie zugeordnet sind. Dabei ist die erfindungsgemäße Antriebsvorrichtung insgesamt in konstruktiver sowie vor allem auch in funktionsmäßiger Hinsicht an den beiden Kolben- bzw. Zylinderseiten grundsätzlich symmetrisch ausgebildet, so daß jeweils mit Hilfe derselben Einrichtungen während der einzelnen Antriebshübe einmal eine Beschleunigung und ein anderes Mal eine Verzögerung des Antriebskolbens erfolgen kann. Der Antriebskolben ist erfindungsgemäß derart ausgebildet, daß er gemeinsam mit dem Zylinder sowohl als Sitzventil als auch als Steuerkolben für die

weitere Durchführung des Schaltvorgangs dient. Im übrigen weist die Kolben-Zylinder-Anordnung selbst keinerlei bewegliche Ventil für die Hydraulikflüssigkeit, sondern lediglich Durchtrittsöffnungen bzw. -kanäle auf. Bei Anordnung des Antriebskolbens in seinen beiden Endlagen, in welchen dieser mit dem Zylinder ein geschlossenes Sitzventil bildet, erfolgt ein äußerst sicheres Halten der Antriebsvorrichtung und somit des mit dieser zu betätigenden Schalters in der zugehörigen Schaltstellung. Hierbei ist die Kolbenstirnfläche jeweils gegen die vorgespannte gespeicherte Hydraulikflüssigkeit sicher abgedichtet. Nach Beaufschlagung der Kolbenstirnfläche des Sitzventils mittels Hydraulikflüssigkeit wird das Sitzventil geöffnet, wonach die in dem einen Energiespeicher gespeicherte vorgespannte Hydraulikflüssigkeit auf diese Kolbenstirnfläche wirken und den Antriebskolben beschleunigen kann. Hierbei arbeitet der Antriebskolben als Steuerventil, indem er selbst die einzelnen Durchtrittsöffnungen zwischen Energiespeicher und Zylinderkammer freigibt. Die Dämpfung zur Verzögerung des Antriebskolbens auf der Gegenseite erfolgt durch Austritt der dort befindlichen Hydraulikflüssigkeit aus der anderen Zylinderkammer durch entsprechende Durchtrittsöffnungen in den anderen Energiespeicher hinein. Hierbei wirkt der Antriebskolben entsprechend wieder als Steuerkolben, wonach er schließlich ganz am Ende des Hubs ein geschlossenes Sitzventil bildet. Der vorstehend beschriebene Schaltvorgang kann anschließend in umgekehrter Richtung erfolgen und so fort.

Wie aus den vorstehenden Erläuterungen ersichtlich, werden mit Hilfe der erfindungsgemäßen Antriebsvorrichtung eingeleitete Schaltungen mit Sicherheit tatsächlich auch immer zu Ende geführt, wodurch die Antriebsvorrichtung eine hohe Betriebssicherheit hat. Infolge ihres robusten Aufbaus aus relativ wenig Einzelteilen sowie praktisch des Fehlens von Teilen, die mechanischen Ermüdungsbeanspruchungen unterworfen sind, hat die erfindungsgemäße Vorrichtung auch eine wesentlich längere Lebensdauer als die bekannten Antriebsvorrichtungen. Sie erreicht somit auch unter extremen äußeren Bedingungen eine wesentlich höher mögliche Anzahl von Schaltspielen, wobei sie auch bei Anordnung im Freien über viele Jahre hinweg wartungsfrei arbeitet. Der Vollständigkeit halber sei noch darauf hingewiesen, daß sich bei der hydraulischen Antriebsvorrichtung

030023/0357

gemäß der Erfindung auch eine wesentlich höhere erreichbare Speicherenergie und somit ein entsprechend höheres Arbeitsvermögen ergeben als bei den bekannten Antriebsvorrichtungen. Im Ergebnis können somit die unterschiedlichsten Schaltvorgänge auch bei besonders hohen erforderlichen Schaltkräften äußerst schnell durchgeführt werden.

Vorteilhafterweise ist an der äußeren Zylinderwandung im Bereich der Durchtrittsöffnungen bzw. Gruppen von Durchtrittsöffnungen jeweils ein mit diesen in offener Verbindung stehender hydraulisch-pneumatischer Energiespeicher befestigt, bei welchem zur Trennung zwischen Gas- und Flüssigkeitsseite ein Faltenbalg aus Metall vorgesehen ist. Der Metall-Faltenbalg kann dabei mit Vorteil durch ein gewelltes Blechrohr geringer Dicke oder aber durch zusammengeschweißte dünne Blechringe gebildet sein. Mit Vorteil ist der Metall-Faltenbalg an seinen beiden Böden verschweißt.

Das Vorsehen eines Metall-Faltenbalgs anstelle der bisherigen Gummi-Faltenbälge in den hydraulisch-pneumatischen Energiespeichern hat den Vorteil erhöhter Festigkeit sowie vor allem den Vorzug einer auch über viele Jahre sicheren Dichtheit zwischen Gas- und Flüssigkeitsseite des Energiespeichers, und zwar auch unter extremen Umgebungsbedingungen. Somit ist ein Diffundieren von Gas in die Hydraulikflüssigkeit mit den sich daraus ergebenden nachteiligen Folgeerscheinungen praktisch ausgeschlossen.

Gemäß einem weiteren ebenfalls besonders vorteilhaften Erfindungsmerkmal liegt bei gestreckter Stellung des Metall-Faltenbalgs dessen Boden an einer an der Zylinderaußenwand befindlichen Dichtung derart an, daß der Flüssigkeitsraum des Energiespeichers gegen die zugehörige Durchtrittsöffnung bzw. -öffnungen abgedichtet ist. Dadurch ist gewährleistet, daß in den Energiespeichern immer gleicher Druck auf der Gas- und Hydraulikflüssigkeitsseite herrscht, und zwar auch dann, wenn die Entnahme von Hydraulikflüssigkeit aus dem betreffenden

Energiespeicher einmal zu groß sein sollte. Hierdurch werden zusätzliche Beanspruchungen des Faltenbalgs, wie sie bei unterschiedlicher Druckbeaufschlagung an dessen beiden Seiten auftreten, vermieden, so daß die Lebensdauer des Metall-Faltenbalgs merklich verlängert wird.

Eine in der Praxis zweckmäßige Ausbildung der erfindungsgemäßen Vorrichtung ergibt sich, wenn der Zylinder durch einen Zylindermantel mit zwei in diesen einsetzbaren gleich ausgebildeten Böden gebildet ist, welche jeweils einen Zuführkanal für Hydraulikflüssigkeit zum Öffnen des Sitzventils aufweisen. Die gleiche Ausbildung der Zylinderböden ermöglicht deren Austauschbarkeit und erleichtert die Lagerhaltung.

Die Erfindung wird nachstehend an Hand eines in der Zeichnung schematisch dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 einen Längsschnitt durch eine erfindungsgemäße Antriebsvorrichtung und

Figur 2 ein Hydraulikschema zur Betätigung der Antriebsvorrichtung gemäß Figur 1.

Die in den Zeichnungsfiguren 1 und 2 dargestellte Antriebsvorrichtung weist einen in einem Zylinder 1 angeordneten hydraulisch betätigten doppelwirkenden Antriebskolben 2 mit Kolbenstange 3 auf. Der Zylinder 1 ist durch einen Zylindermantel 4 mit zwei in diesen eingesetzten gleich ausgebildeten Böden 5, 6 gebildet. In den Böden 5, 6 befindet sich jeweils ein mittiger Durchbruch, durch welchen beim Zylinderboden 5 die Kolbenstange 3 abgedichtet hindurchtritt, die an ihrem Ende eine Einrichtung 7 zur Anlenkung an einen (nicht dargestellten) Hochspannungsschalter aufweist, der mit Hilfe der erfindungsgemäßen Antriebsvorrichtung betätigt werden soll. Im übrigen ist der mittige Durchbruch im Zylinderboden 6 einfach mittels eines Stopfens 8 abgedichtet.

Der Antriebskolben 2, welcher in seiner Mitte eine Umfangsdichtung 9 gegenüber dem Zylindermantel 4 aufweist, bildet an seinen beiden Enden zusammen mit den Zylinderböden 5 und 6 jeweils ein Sitzventil. Hierzu ist der Antriebskolben 2 in seinen Endbereichen 10, 11 jeweils kegelstumpfförmig ausgebildet, und die Zylinderböden 5, 6 enthalten jeweils eine mit dem Antriebskolben 2 koaxiale zylindrische Aussparung 12, 13. Bei geschlossenem Sitzventil (vgl. untere Stellung des Antriebskolbens gemäß Fig. 1) liegt der kegelstumpfförmige Abschnitt 11 bzw. 10 des Antriebskolbens 2 auf dem Mündungsrand der zylindrischen Aussparung 13 bzw. 12 an, wobei der kegelstumpfförmige Abschnitt 11 bzw. 10 unter Belassung eines freien Raums zwischen der Stirnfläche des Antriebskolbens 2 und dem Boden der zylindrischen Aussparung 13 bzw. 12 in diese hineinragt.

Zum Öffnen der Sitzventile ist in diesem freien Raum jeweils durch einen Zuführkanal 14a bzw. 14b Hydrauliköl einführbar. Das Sitzventil-Schließen erfolgt jeweils durch Beaufschlagung der gegenüberliegenden Stirnfläche des Antriebskolbens 2 mit Hydrauliköl.

Im Zylindermantel 4 ist im Bereich von dessen Enden jeweils eine Gruppe von Durchtrittsöffnungen vorgesehen, wobei die beiden Gruppen im dargestellten Ausführungsbeispiel jeweils durch eine Durchtrittsöffnung 15 bzw. 16 geringeren Durchmessers und eine in axialer Richtung von dieser beabstandete Durchtrittsöffnung 17 bzw. 18 größeren Durchmessers gebildet sind. Die Durchtrittsöffnungen 15, 17 bzw. 16, 18 bilden Durchlässe zwischen den beiden Zylinderkammern 19 bzw. 20 einerseits und hydraulisch-pneumatischen Energiespeichern 21 bzw. 22 andererseits.

Die Energiespeicher 21, 22, welche an der äußeren Wandung des Zylinders 1 abgedichtet befestigt sind, entsprechen in ihrem Aufbau und ihrer Wirkungsweise grundsätzlich den herkömmlichen Energiespeichern, indem sie je einen durch einen Faltenbalg 23 bzw. 24 getrennten Ölraum 25 bzw. 26 und

Gasraum 27 bzw. 28 aufweisen, welcher beispielsweise mit Stickstoff gefüllt ist.

Erfindungsgemäß bestehen jedoch die Faltenbälge 23, 24 aus Metall. Im dargestellten Ausführungsbeispiel sind sie jeweils durch ein gewelltes Blechrohr geringer Dicke gebildet. Die Metall-Faltenbälge 23, 24 sind jeweils mit ihren Böden 23a, 23b bzw. 24a und 24b verschweißt, wie zeichnerisch angedeutet. Sie ergeben somit insgesamt eine erhöhte Festigkeit und Dichtigkeit.

Wie in Fig. 1 gerade beim Energiespeicher 22 ersichtlich, liegt jeweils bei gestreckter Stellung des Metall-Faltenbalgs 24 bzw. 23 dessen beweglicher Boden 24b bzw. 23b an einer an der Zylinderaußenwand befindlichen Dichtung 29 bzw. 30 an derart, daß der Flüssigkeitsraum 26 bzw. 25 des betreffenden Energiespeichers 22 bzw. 21 gegen die zugehörige Gruppe von Durchtrittsöffnungen 16, 18 bzw. 15, 17 abgedichtet ist. Hierdurch ist gewährleistet, daß immer gleicher Druck auf der Gasseite 28 bzw. 27 und der Ölseite 26 bzw. 25 der Energiespeicher herrscht, und zwar auch dann, wenn einmal die Ölentnahme durch die Durchtrittsöffnungen 16, 18 bzw. 15, 17 zu groß sein sollte.

In der zeichnerischen Darstellung gemäß Fig. 1 befindet sich der Antriebskolben 2 aufgrund des in der Zylinderkammer 20 herrschenden Drucks von beispielsweise 50 bar in der in der Zeichnung unteren Endstellung. Hierbei ist das dort befindliche Sitzventil geschlossen, wie bereits oben näher beschrieben. Wird nun durch den Zuführkanal 14a in den freien Raum 13 Öl mit ausreichend hohem Gegendruck eingeführt, so wird der Antriebskolben 2 in Richtung nach oben in der Zeichnung bewegt und das zuvor geschlossene Sitzventil wird geöffnet. Aus dem Energiespeicher 21, in welchem zuvor Drucköl mit einem Druck von beispielsweise 200 bar gespeichert wurde, war bereits bei geschlossenem Sitzventil hochgespanntes Drucköl durch die Durchtrittsöffnungen 15 und 17 und den Spalt zwischen Antriebskolben 2 und Zylinder 1 bis zum Sitzventil gelangt, welches nun nach Öffnen des Sitzventils

die dortige Stirnfläche des Antriebskolbens 2 mitbeaufschlagt, so daß dieser beschleunigt wird und sogleich die Durchtrittsöffnungen 15 und 17 vollständig freigibt. Der größte Teil des im Ölraum 25 des Energiespeichers 21 befindlichen hochgespannten Drucköls strömt nun schlagartig in die Zylinderkammer 19, wodurch der Antriebskolben 2 stark beschleunigt wird. Während dieses Kolbenhubes wird das in der Zylinderkammer 20 befindliche Öl durch die Durchtrittsöffnungen 18 und 16 in den Ölraum 26 des Energiespeichers 22 zurückgedrückt. Gegen Ende des Kolbenhubes ergibt sich hierdurch eine Verzögerung des Antriebskolbens 2, bis dieser schließlich mit seinem kegelstumpfförmigen Abschnitt 10 am Mündungsrand der zylindrischen Aussparung 12 anliegt und somit das dortige Sitzventil geschlossen ist. Die Beschleunigungs- bzw. Verzögerungscharakteristik des Antriebskolbens 2 läßt sich je nach Wunsch durch Bemessung und Anordnung der Durchtrittsöffnungen 15, 17 bzw. 18, 16 variieren.

Durch den zuvor beschriebenen Kolbenhub wird über die Kolbenstange 3 der Hochspannungsschalter in die gewünschte Schaltstellung gebracht. Danach kann in entsprechend umgekehrter Reihenfolge ein Rückhub des Antriebskolbens 2 in dessen in Fig. 1 dargestellte Stellung und somit ein Zurückschalten des Hochspannungsschalters in seine ursprüngliche Stellung erfolgen und so fort.

Ein Schema einer zur Betätigung der Antriebsvorrichtung gemäß Fig. 1 verwendbaren Hydraulikanlage ist in Fig. 2 dargestellt. Dieses Hydraulikschema weist die dem Hydraulikfachmann geläufigen, durch genormte Sinnbilder veranschaulichten Elemente auf und spricht im übrigen in Verbindung mit der vorstehenden Beschreibung der Fig. 1 aus sich selbst heraus und braucht daher grundsätzlich nicht im einzelnen erläutert zu werden.

An dieser Stelle sei lediglich erwähnt, daß mit 31 der Öltank der Hydraulikanlage bezeichnet ist, aus welchem mit Hilfe einer Motorpumpe das Hydrauliköl entnommen und auf die gewünschten Drücke gespannt wird, wozu entsprechende Abblasventile 33 bzw. 34 vorgesehen sind. Die übrigen Magnetventile 35 bis 39

bzw. Druckschalter 40 bis 43 dienen, wie leicht verständlich, in Zusammenarbeit mit einer entsprechenden, nicht gezeigten Steuerlogik dazu, daß die in Fig. 2 ebenfalls mit eingezeichnete erfindungsgemäße Antriebsvorrichtung jeweils exakt zu den gewünschten Zeitpunkten in ihren verschiedenen Bereichen mit der gewünschten Menge an Drucköl mit dem jeweils gewünschten Druck versorgt wird.

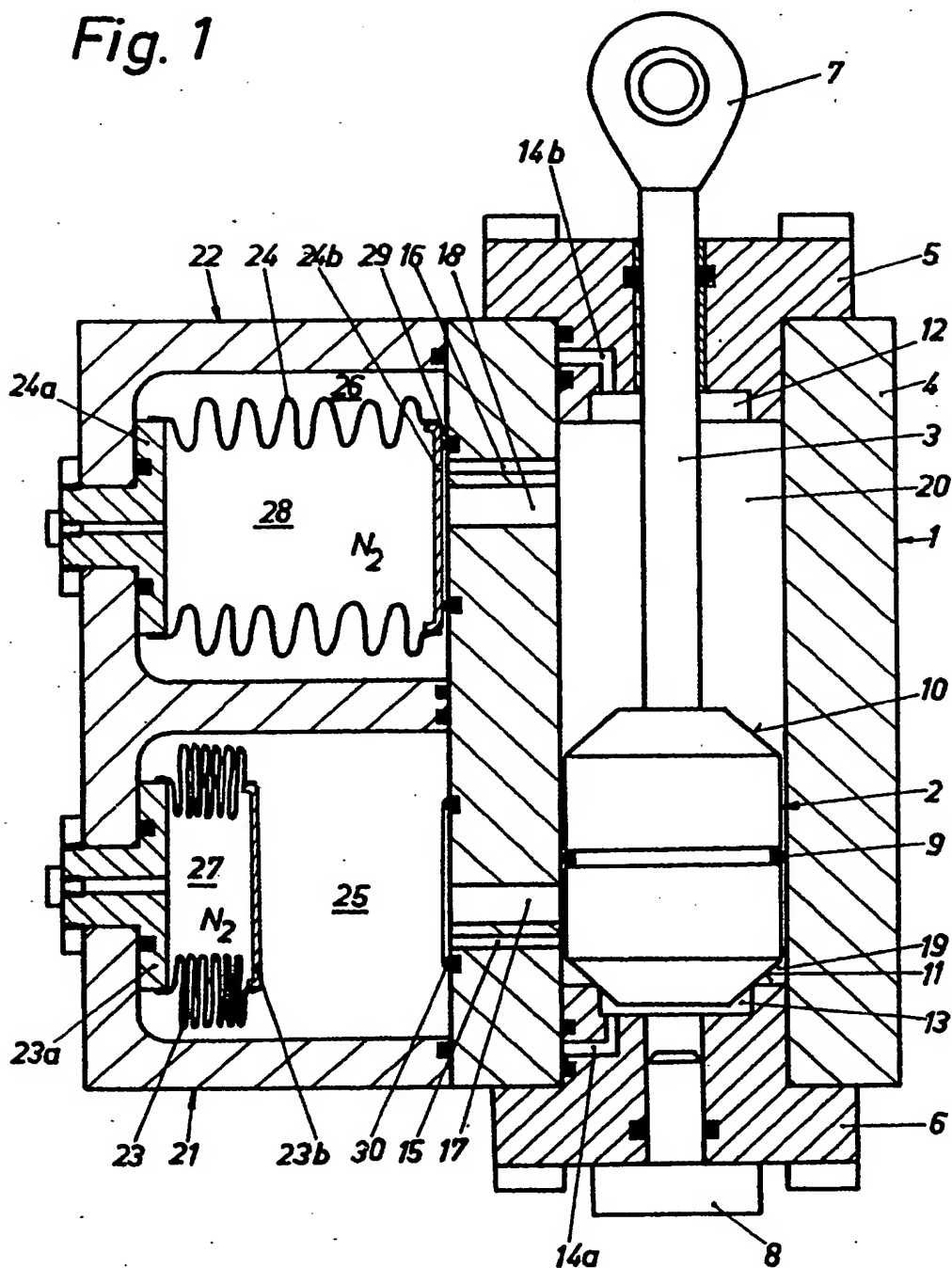
Mit Hilfe der erfindungsgemäßen Antriebsvorrichtung lassen sich somit die verschiedensten Schaltvorgänge äußerst schnell, sicher und exakt durchführen.

Bei einem praktischen Ausführungsbeispiel liegen die Schaltkraft im Bereich von 10 kN, der Schaltweg um 150 mm und die Schaltenergie zwischen 400 und 700 Nm. Die Gesamtdauer eines Schaltvorgangs liegt bei ca. 80 ms. Der zeitliche Verlauf des Schaltvorgangs ist derart, daß die maximale Schaltkraft nach ca. 7 ms und die maximale Kolbengeschwindigkeit von 4m/s nach 20 ms erreicht wird, wobei die Beschleunigungsphase nach etwa 10 ms abgeschlossen ist. In der Endlage erfolgt eine Verzögerung des Antriebskolbens bis zum Stillstand ohne Aufschlag. Vom Schaltsignal bis zum Beginn der Bewegung vergeht eine Vorlaufzeit von ca. 60 ms. Die Hin- und Rückschaltbewegung ist grundsätzlich gleich. In jeder Schaltstellung wird eine Restkraft aufrechterhalten, so daß der Hochspannungsschalter sicher in beiden Endstellungen gehalten wird. Eine Schaltfolge von etwa einer min. ist möglich. Bei diesem Ausführungsbeispiel arbeitet die Antriebsvorrichtung wartungsfrei mindestens für 10 000 Schaltungen über 10 Jahre bei Temperaturen zwischen -30 und +55°C im Freien.



2851478

Fig. 1



030023/0357

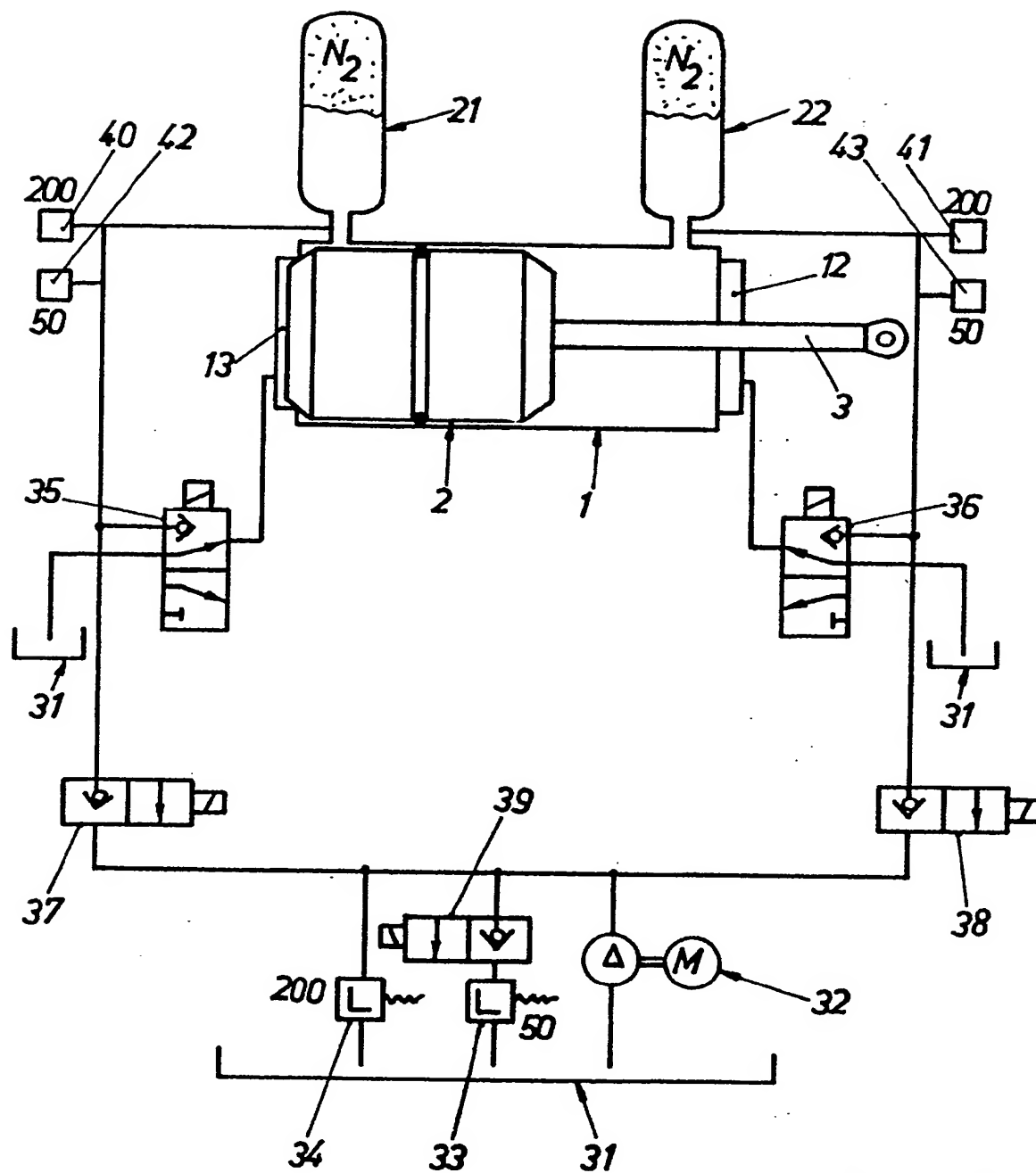


Fig. 2